

POWER-OUTPUT DEVICE AND CONTROL DEVICE FOR INTERNAL-COMBUSTION ENGINE

Publication number: JP2002165305

Publication date: 2002-06-07

Inventor: HARADA OSAMU; YAMAGUCHI KATSUHIKO;
SHIBATA YASUYUKI

Applicant: TOYOTA MOTOR CORP

Classification:

- international: B60K17/04; B60K6/02; B60K6/04; B60L11/14;
B60W10/06; B60W10/08; B60W10/10; B60W20/00;
F02D29/02; F02D29/06; B60K17/04; B60K6/00;
B60L11/14; B60W10/06; B60W10/08; B60W10/10;
B60W20/00; F02D29/02; F02D29/06; (IPC1-7):
B60L11/14; B60K6/02; B60K17/04; F02D29/02;
F02D29/06

- european:

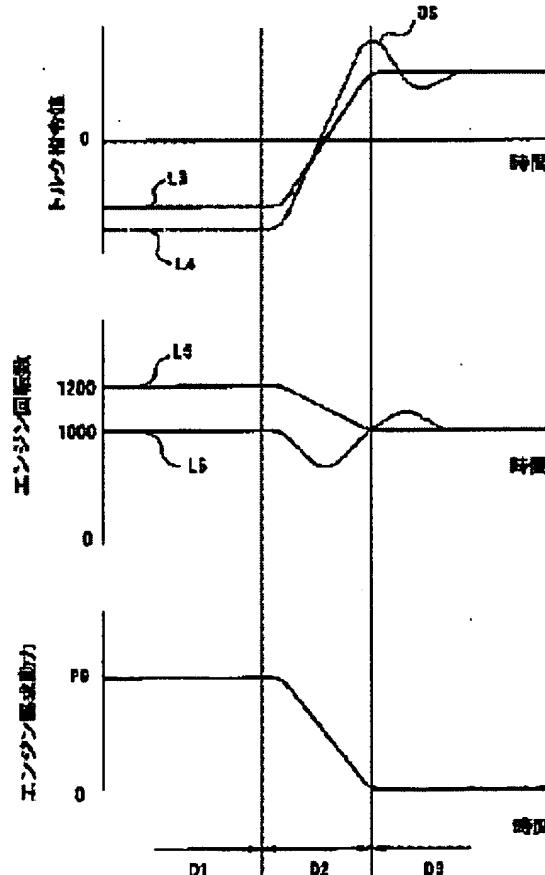
Application number: JP20010247931 20010817

Priority number(s): JP20010247931 20010817

[Report a data error here](#)

Abstract of JP2002165305

PROBLEM TO BE SOLVED: To overcome the problem of a prior art such that a shock has occurred in a transitory step when a loaded operation for power generation is shifted to an unloaded operation for idling or motoring and the like in a hybrid automobile. **SOLUTION:** In a power-output device of a hybrid type wherein a generator is mechanically connected to an engine, output torque of the generator is controlled so as not to rapidly change in a transitory step when a loaded operation is shifted to an unloaded operation. As one of methods, the minimum number of revolutions of an internal-combustion engine in a state of a loaded operation is set larger than that of an unloaded operation with about 200 rpm. Thereby, the number of revolutions of the engine in a state of the loaded operation is allowed to smoothly change to the number of revolutions of the engine in a state of the unloaded operation. Thanks to this change, a rapid change of torque of a generator PI-controlled based on the number of revolutions of the engine can be suppressed, and then, a shock caused by the rapid change of the torque can be also reduced.



Data supplied from the [esp@cenet](#) database - Worldwide

(19)日本特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-165305

(P2002-165305A)

(43)公開日 平成14年6月7日 (2002.6.7)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	チーマコト ⁸ (参考)
B 6 0 L 11/14		B 6 0 L 11/14	3 D 0 3 9
B 6 0 K 6/02	ZHV	B 6 0 K 17/04	C 3 G 0 9 3
17/04		F 0 2 D 29/02	D 5 H 1 1 5
F 0 2 D 29/02		29/06	C
29/06		B 6 0 K 9/00	ZHVE
		審査請求 有	請求項の数 3 O L (全 15 頁)

(21)出願番号 特願2001-247931(P2001-247931)

(62)分割の表示 特願平9-329430の分割

(22)出願日 平成9年11月12日 (1997.11.12)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 原田 修

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 山口 勝彦

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74)代理人 110000028

特許業務法人 明成国際特許事務所

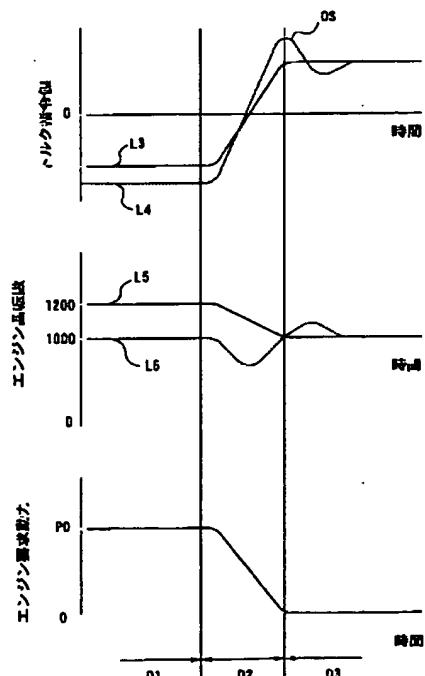
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 動力出力装置および内燃機関制御装置

(57)【要約】

【課題】 ハイブリッド車両において発電するための負荷運転状態からアイドリングまたはモータリング等の無負荷運転状態に変化する過渡期においてショックが生じていた。

【解決手段】 エンジンに発電機が機械的に結合されたハイブリッド式の動力出力装置について、負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する過渡期に、発電機の出力トルクが急変しないよう制御する。手段として負荷運転状態における内燃機関の最低回転数を無負荷運転状態における回転数よりも200 rpm程度大きな回転数に設定する。こうすることにより、負荷運転状態から無負荷運転状態にエンジンの回転数が滑らかに変化するようになり、エンジンの回転数に基づいてPI制御されている発電機のトルクの急変を抑えることができるため、該トルクの急変が原因となるショックを低減することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関と、該内燃機関に機械的に結合され該内燃機関に有意の負荷を与え得る電動発電機と、動力を出力するための駆動軸と、前記駆動軸に結合された第2の電動発電機とを有し、前記第2の電動発電機のみを駆動源とすることもでき、前記内燃機関と第2の電動発電機の双方を駆動源とすることもできる動力出力装置であって、

前記電動発電機による負荷がかかった負荷運転状態にある内燃機関が該負荷のない無負荷運転状態に移行する過渡期における前記電動発電機の出力トルクの変化率を、前記内燃機関および電動発電機を制御することにより所定値以下に抑制するトルク変動抑制手段を備える動力出力装置。

【請求項2】 請求項1記載の動力出力装置であって、前記内燃機関の出力軸に結合される第1の回転軸、前記駆動軸に結合される第2の回転軸および前記電動発電機の回転軸に結合される第3の回転軸を有し、該3つの回転軸のうちいずれか2つの回転軸の回転数およびこれらに入出力されるトルクが決定されると、該決定された回転数およびトルクに基づいて残余の回転軸の回転数および該回転軸に入出力されるトルクが決定される3軸式動力入出力手段と、

前記内燃機関から出力されるトルクおよび回転数を、前記電動発電機および第2の電動発電機に対する電力のやりとりを通じて変換し、駆動軸に要求されるトルクおよび回転数として出力する制御手段とを備える動力出力装置。

【請求項3】 請求項1記載の動力出力装置であって、前記電動発電機は、同じ軸中心に相対的に回転可能な2つのロータを有し、それぞれが前記内燃機関の出力軸および前記駆動軸に結合された対ロータ型の電動発電機であり、前記内燃機関から出力されるトルクおよび回転数を、前記電動発電機および第2の電動発電機に対する電力のやりとりを通じて変換し、駆動軸に要求されるトルクおよび回転数として出力する制御手段とを備える動力出力装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、内燃機関と該内燃機関に機械的に結合され該内燃機関に有意の負荷を与え得る電動発電機とを有する動力出力装置及び内燃機関制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 近年、内燃機関に有意の負荷トルクを与え得る電動発電機が機械的に結合されている動力出力装置として、内燃機関と電動発電機とを備えるハイブリッド式の動力出力装置が提案されている。ハイブリッド式の動力出力装置には大きくシリーズ・ハイブリッド式の

動力出力装置とパラレル・ハイブリッド式の動力出力装置とがある。シリーズ・ハイブリッド式の動力出力装置は内燃機関の動力が直接駆動軸には伝達されないもの、つまり内燃機関から出力される動力を該内燃機関に機械的に結合された電動発電機で発電して電力の形で抽出するものである。また、パラレル・ハイブリッド式の動力出力装置は内燃機関の動力および電動機の動力の双方が駆動軸に伝達されるものである。パラレル・ハイブリッド式の動力出力装置には、例えば内燃機関から出力される動力を駆動軸に伝達される動力と電動発電機に伝達される動力に分配し、該電動発電機により発電された電力を用いて前記駆動軸に結合された第2の電動機を駆動することで、要求動力を駆動軸に出力するものがある。

【0003】かかるハイブリッド式の動力出力装置においては、内燃機関の運転状態は燃料供給量等の内燃機関特有のパラメータの他、該内燃機関に結合されている電動機の負荷トルクや回転数によっても制御される。また、電動発電機の動力を駆動軸から出力することができるため、駆動軸からの出力要求がある場合であっても、内燃機関は停止していたり、いわゆるアイドル運転していたり、さらには電動発電機により強制的に回転されるモタリング状態にあったりする。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、かかるハイブリッド式の動力出力装置が、種々の状態で運転された場合、内燃機関が電動発電機による負荷がかかった負荷運転状態から該負荷のない無負荷運転状態に移行する過渡期において、比較的短時間の衝撃的な振動、即ちショックを生じる場合があった。かかるショックは、例えばハイブリッド式の動力出力装置が車両に搭載されている場合には乗員に体感され、いわゆる乗り心地を損ねることがあった。

【0005】また、動力を分配する機構にギヤを用いたパラレル・ハイブリッド式の動力出力装置では、前述した過渡期においてギヤの部分で歯打ち音（以下、ガラ音という）が生じる場合もあった。ハイブリッド式の動力出力装置は比較的最近、提案されているものであるため、従来はかかる問題点の指摘はされていなかった。

【0006】本発明は上記課題の少なくとも一部を解決するためになされ、内燃機関が電動発電機による負荷がかかった負荷運転状態から該負荷のない無負荷運転状態に移行する過渡期におけるショックおよび騒音を防止するハイブリッド式の動力出力装置及び内燃機関制御装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段およびその作用・効果】 上記課題の少なくとも一部を解決するために、本発明では以下の構成を採った。本発明の動力出力装置は、内燃機関と、該内燃機関に機械的に結合され該内燃機関に有意の負荷を与え得る電動発電機と、動力を出力するための

駆動軸と、前記駆動軸に結合された第2の電動発電機とを有し、前記第2の電動発電機のみを駆動源とすることもでき、前記内燃機関と第2の電動発電機の双方を駆動源とすることもできる動力出力装置であって、前記電動発電機による負荷がかかる負荷運転状態にある内燃機関が該負荷のない無負荷運転状態に移行する過渡期における前記電動発電機の出力トルクの変動率を、前記内燃機関および電動発電機を制御することにより所定値以下に抑制するトルク変動抑制手段を備えることを要旨とする。

【0008】かかる動力出力装置によれば、トルク変動抑制手段により、前記内燃機関が負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する際に、内燃機関に機械的に結合された電動発電機の出力トルクの変動を抑えることができ、前記ショックを低減することができる。かかる発明がなされるためには、従来のハイブリッド式の動力出力装置において、内燃機関が負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する際に生じていたショックの原因を明らかにする必要があった。

【0009】ハイブリッド式の動力出力装置においては、内燃機関の回転数は、該内燃機関に機械的に結合された電動発電機の負荷を制御することにより制御されている。つまり、ハイブリッド式の動力出力装置の内燃機関が負荷運転状態にあるときは所定の回転数で内燃機関が回転するように前記電動発電機によりマイナスのトルクが高出力されており、無負荷運転状態にあるときはその逆に前記電動発電機により値0または正のトルクが高出力されている。かかる電動発電機の出力トルクは内燃機関の回転数が所定の回転数となるように、いわゆるフィードバック制御により制御されている。一方、内燃機関は要求された動力を高出力するように燃料噴射量その他のパラメータが制御されている。

【0010】ここで、内燃機関が負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する過渡期を考える。負荷運転状態においては、内燃機関は所定の動力を高出力するように要求されているが、無負荷運転状態に移行した場合には内燃機関への要求動力が減少することになる。このとき、前記電動発電機はフィードバック制御されているため、内燃機関の要求動力が変化したからといって出力トルクが変動することはなく、負荷運転状態における出力トルク、即ち負のトルクを出し続けている。従って、内燃機関の回転数は電動発電機による負のトルクによって減少する。こうして減少した回転数が無負荷運転状態における目標回転数よりも低くなった場合には、フィードバック制御により電動発電機は正のトルクを高出力して内燃機関の回転数を上昇しようとする。この結果、電動発電機の出力トルクはマイナスから値0または正のトルクに大きく変動することになる。ハイブリッド式の動力出力装置では内燃機関のみを動力源とする従来の動力出力装置に比較して大型の電動発電機を備えるため、かかるト

ルク変動がショックを生じさせるのである。上記現象は動力出力装置が負荷運転状態において、無負荷運転状態における目標回転数に近い回転数で運転している場合に顕著に現れる。

【0011】従来、ハイブリッド式の動力出力装置について、かかる現象が報告された例はなく、上記原因についての解析も当然なされていなかった。本出願人はかかる原因解明に基づき、上記動力出力装置を発明した。上記動力出力装置は、内燃機関が負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する際の電動発電機の出力トルクの変動を抑えることにより、上記ショックを低減しているのである。

【0012】なお、電動発電機の出力トルクの変動を抑える手段は種々考えられる。例えば、上記過渡期においては電動発電機をフィードバック制御せずに予め与えたトルク変動に応じて徐々に出力トルクを変化させるものとしてもよいし、フィードバック制御により定まるトルク指令値をなまし処理することにより出力トルクの変動を抑えるものとしてもよい。

【0013】また、前記動力出力装置において、前記トルク変動抑制手段は、前記負荷運転状態において前記内燃機関および電動発電機を制御して、該負荷運転状態における前記内燃機関の最低回転数を、前記無負荷運転状態における目標回転数より所定の回転数大きい回転数に維持する手段としてもよい。

【0014】この場合において、前記電動発電機の運転をフィードバック制御する電動発電機制御手段を備え、前記トルク変動抑制手段における前記所定の回転数は、前記電動発電機の制御時間遅れに起因する前記内燃機関の回転数低下に応じて定まる回転数とすることが望ましい。

【0015】かかる動力出力装置によれば、負荷運転状態における内燃機関の最低回転数が、無負荷運転状態における回転数より所定の回転数大きい回転数に維持されるため、無負荷運転状態に移行した際に、内燃機関への要求動力が減少し、その回転数が低減した後でも無負荷運転状態における目標回転数を大きく下回ることがなくなる。従って、内燃機関の回転数を上昇するために電動発電機の出力トルクを負のトルクから正のトルクに急変させる必要がなくなり、前記ショックが低減する。

【0016】また、前記動力出力装置は、動力を高出力するための駆動軸と、該駆動軸にトルクを付与し得る第2の電動機と、該駆動軸から出力されるトルクを要求されるトルクに一致させるように該第2の電動機から出力されるトルクを制御する第2電動機制御手段と、前記電動発電機の運転を、前記第2電動機制御手段による応答速度よりも遅い応答速度でフィードバック制御する電動発電機制御手段とを備えるものとしてもよい。

【0017】かかる動力出力装置によれば、駆動軸から出力されるトルクを要求されるトルクに一致させるよう

に第2の電動機から出力されるトルクが制御されるため、内燃機関に機械的に結合された電動発電機の出力トルクに変動が生じても、第2の電動機により当該変動をキャンセルすることができ、ショックを低減することができる。このためには、第2の電動機から出力されるトルクが電動発電機のトルク変動に十分追随して変化することが必要となるため、上記発明では電動発電機の応答速度を第2の電動機の制御における応答速度よりも遅くすることにより、上記トルク変動のキャンセルを可能としている。

【0018】さらに、以上の動力出力装置は、動力を出力するための駆動軸と、前記内燃機関の出力軸に結合される第1の回転軸、前記駆動軸に結合される第2の回転軸および前記電動発電機の回転軸に結合される第3の回転軸を有し、該3つの回転軸のうちいずれか2つの回転軸の回転数およびこれらに入出力されるトルクが決定されると、該決定された回転数およびトルクに基づいて残余の回転軸の回転数および該回転軸に入出力されるトルクが決定される3軸式動力入出力手段と、前記駆動軸に結合された第2の電動発電機と、前記内燃機関から出力されるトルクおよび回転数を、前記電動発電機および第2の電動発電機に対する電力のやりとりを通じて変換し、駆動軸に要求されるトルクおよび回転数として出力する制御手段とを備えるものとしてもよい。

【0019】かかる動力出力装置においては、内燃機関、電動発電機、および第2の電動発電機は全て3軸式動力入出力手段を介して駆動軸に機械的に結合されており、電動発電機のトルク変動が直接駆動軸に伝達されやすいため、そのトルク変動を抑えることによるショックの低減効果が顕著に現れる。また、このように機械的に結合された3軸式動力入出力手段では、各軸に入力されるトルク間にある特定の条件が成立すると、3軸式動力入出力手段を構成する各部材間の衝突が原因と思われる騒音（以下、ガラ音という）が生じることが経験的に知られている。ガラ音の発生のメカニズムについては完全に解明されてはいないが、各軸に入力されるトルクの急変もその一因となっていることが経験的に確認されている。本発明では電動発電機のトルク変動を抑制することができるため、かかるガラ音も低減することができる効果がある。

【0020】本発明の内燃機関制御装置は、内燃機関と、該内燃機関に機械的に結合され該内燃機関に有意の負荷を与える電動機と、前記内燃機関以外に駆動軸に動力を出力する動力源とを備えるハイブリッド式の動力出力装置において内燃機関の運転を制御する装置であって、前記電動機による負荷がかかる負荷運転状態にある内燃機関の最低回転数を、該負荷のない無負荷運転状態における回転数より所定の回転数大きな回転数に維持する手段を備えることを要旨とする。

【0021】かかる内燃機関制御装置によれば、内燃機

関が負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する過渡期においては、上記第1の動力出力装置と同様、ショックを低減できる。また、同様の原理により内燃機関が無負荷運転状態から負荷運転状態に移行する過渡期においてもショックを低減することができる。

【0022】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を実施例に基づいて説明する。

(1) 実施例の構成

はじめに、実施例の構成について図1を用いて説明する。図1は本実施例の動力出力装置を搭載したハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。

【0023】このハイブリッド車両の構成は大きくは、駆動力を発生する動力系統と、その制御系統と、駆動源からの駆動力を駆動輪116、118に伝達する動力伝達系統と、運転操作部等とからなっている。また、上記、動力系統はエンジン150を含む系統とモータMG1、MG2を含む系統とからなっており、制御系統は、エンジン150の運転を主に制御する電子制御ユニット（以下、EFI ECUと呼ぶ）170と、モータMG1、MG2の運転を主に制御する制御ユニット190と、EFI ECU170および制御ユニット190に必要な信号を検出し入出力する種々のセンサ部とからなっている。なお、EFI ECU170および制御ユニット190の内部構成は図示していないが、これらはそれぞれ内部にCPU、ROM、RAM等を有するワンチップ・マイクロコンピュータであり、CPUがROMに記録されたプログラムに従い、以下に示す種々の制御処理を行うよう構成されている。

【0024】エンジン150は、吸入口200から吸入した空気と燃料噴射弁151から噴射されたガソリンとの混合気を燃焼室152に吸入し、この混合気の爆発により押し下げられるピストン154の運動をクランクシャフト156の回転運動に変換する。この爆発は、イグナイタ158からディストリビュータ160を介して導かれた高電圧によって点火プラグ162が形成した電気火花によって混合気が点火され燃焼することで生じる。燃焼により生じた排気は、排気口202を通じて大気中に排出される。

【0025】エンジン150の運転は、EFI ECU170により制御されている。EFI ECU170が行うエンジン150の制御としては、エンジン150の回転数に応じた点火プラグ162の点火時期制御や、吸入空気量に応じた燃料噴射量制御等がある。エンジン150の制御を可能するために、EFI ECU170にはエンジン150の運転状態を示す種々のセンサが接続されている。例えばクランクシャフト156の回転数と回転角度を検出するためにディストリビュータ160に設けられた回転数センサ176及び回転角度センサ178などである。なお、EFI ECU170には、この他、例

えばイグニッションキーの状態STを検出するスタータスイッチ179なども接続されているが、その他のセンサ、スイッチなどの図示は省略した。

【0026】次に、動力系統を構成するモータMG1、MG2の概略構成について説明する。モータMG1は、同期電動発電機として構成され、外周面に複数個の永久磁石を有するロータ132と、回転磁界を形成する三相コイルが巻回されたステータ133とを備える。ステータ133は、無方向性電磁鋼板の薄板を積層して形成されており、ケース119に固定されている。このモータMG1は、ロータ132に備えられた永久磁石による磁界とステータ133に備えられた三相コイルによって形成される磁界との相互作用によりロータ132を回転駆動する電動機として動作し、場合によってはこれらの相互作用によりステータ133に備えられた三相コイルの両端に起電力を生じさせる発電機としても動作する。

【0027】モータMG2も、モータMG1と同様に同期電動発電機として構成され、外周面に複数個の永久磁石を有するロータ142と、回転磁界を形成する三相コイルが巻回されたステータ143とを備える。モータMG2のステータ143も無方向性電磁鋼板の薄板を積層して形成されており、ケース119に固定されている。このモータMG2もモータMG1と同様に、電動機あるいは発電機として動作する。

【0028】これらのモータMG1、MG2は、スイッチングを行うトランジスタを複数内蔵した第1および第2の駆動回路191、192を介してバッテリ194および制御ユニット190に電気的に接続されている。制御ユニット190からは、第1および第2の駆動回路191、192に設けられたスイッチング素子である6個のトランジスタおよびを駆動する制御信号が输出されている。各駆動回路191、192内の6個のトランジスタは、ソース側とシンク側となるよう2個ずつペアで配置されることによりトランジスタインバータを構成している。制御ユニット190によりソース側とシンク側のトランジスタのオン時間の割合を制御信号により順次制御し、三相コイルの各相に流れる電流を、PWM制御によって擬似的な正弦波にすると、三相コイルにより、回転磁界が形成され、これらのモータMG1、MG2が駆動される。

【0029】モータMG1、MG2の制御を含むハイブリッド車両の運転状態の制御を可能とするために、制御ユニット190には、各種のセンサおよびスイッチが電気的に接続されている。制御ユニット190に接続されているセンサおよびスイッチとしては、アクセルペダルポジションセンサ164a、ブレーキペダルポジションセンサ165a、シフトポジションセンサ184、水温センサ174、バッテリ194の残容量検出器199などがある。制御ユニット190は、これらのセンサを通じて運転操作部からの種々の信号やバッテリ194の残

容量等を入力し、また、エンジン150を制御するEFIGECU170との間で種々の情報を、通信によってやりとりしている。運転操作部からの種々の信号として、具体的には、アクセルペダルポジションセンサ164aからのアクセルペダルポジション（アクセルペダルの踏込量）AP、ブレーキペダルポジションセンサ165aからのブレーキペダルポジション（ブレーキペダルの踏込量）BP、シフトポジションセンサ184からのシフトポジションSPがある。また、バッテリ194の残容量は残容量検出器199で検出される。なお、残容量検出器199は、バッテリ194の電解液の比重またはバッテリ194の全体の重量を測定して残容量を検出するものや、充電・放電の電流値と時間を演算して残容量を検出するものや、バッテリ194の端子間を瞬間にショートさせて電流を流し内部抵抗を測ることにより残容量を検出するものなどが知られている。

【0030】駆動源からの駆動力を駆動輪116、118に伝達する動力伝達系統の構成は次の通りである。エンジン150の動力を伝達するためのクランクシャフト156はダンパ130を介してプラネタリキャリア軸127に結合され、このプラネタリキャリア軸127と、モータMG1、モータMG2の回転を伝達するサンギヤ軸125、リングギヤ軸126とは、後述するプラネタリギヤ120に機械的に結合されている。ダンパ130は、このエンジン150のクランクシャフト156とプラネタリキャリア軸127とを接続し、クランクシャフト156のねじり振動の振幅を抑制する目的で設けられているものである。

【0031】リングギヤ122には、動力取り出し用の動力取出ギヤ128が、リングギヤ122とモータMG1との間の位置で結合されている。この動力取出ギヤ128は、チェーンベルト129により動力伝達ギヤ111に接続されており、動力取出ギヤ128と動力伝達ギヤ111との間で動力の伝達がなされる。また、この動力伝達ギヤ111はディファレンシャルギヤ114を介して左右の駆動輪116、118に結合され、これらに動力を伝達できるようになっている。

【0032】ここで、プラネタリギヤ120の構成と併せてクランクシャフト156、プラネタリキャリア軸127、モータMG1の回転軸であるサンギヤ軸125、MG2の回転軸であるリングギヤ軸126の結合について説明する。プラネタリギヤ120は、サンギヤ121、リングギヤ122なる同軸の2つのギヤと、サンギヤ121とリングギヤ122との間に配置されサンギヤ121の外周を自転しながら公転する複数のプラネタリピニオンギヤ123の3つの部分から構成される。サンギヤ121はプラネタリキャリア軸127に軸中心を貫通された中空のサンギヤ軸125を介してモータMG1のロータ132に結合され、リングギヤ122はリングギヤ軸126を介してモータMG2のロータ142に結

合されている。また、プラネタリピニオンギヤ123は、その回転軸を軸支するプラネタリキャリア124を介してプラネタリキャリア軸127に結合され、プラネタリキャリア軸127はクランクシャフト156に結合されている。機構学上周知のことであるが、プラネタリギヤ120は上述のサンギヤ軸125、リングギヤ軸126およびプラネタリキャリア軸127の3軸のうちいずれか2軸の回転数およびこれらの軸に入出力されるトルクが決定されると、残余の1軸の回転数および該回軸に入出力されるトルクが決定されるという性質を有している。

【0033】(2)一般的動作

次に、本実施例のハイブリッド車両の一般的な動作について簡単に説明する。前述した構成を有するハイブリッド車両は通常の走行時において、駆動軸112に出力すべき要求動力に相当する動力をエンジン150から出力し、出力された動力を以下の通りトルク変換して駆動軸112に伝達している。トルク変換は、例えば駆動軸112から出力すべき要求回転数および要求トルクに対し、エンジン150のクランクシャフト156が高回転数かつ低トルクで回転している場合には、エンジン150の出力している動力の一部をモータMG1により電力として回収し、その電力によりモータMG2を駆動する。具体的には、まずエンジン150から出力された動力が、プラネタリギヤ120においてサンギヤ軸125に結合されたモータMG1に伝達される動力と、リングギヤ軸126を介して駆動軸112に伝達される動力とに分配される。この動力分配は、リングギヤ軸126の回転数が要求回転数に一致するような条件下で行われる。サンギヤ軸125に伝達された動力は、モータMG1により電力として回生される。一方、この電力を用いてリングギヤ軸126に結合されたモータMG2を駆動することにより、リングギヤ軸126にはトルクが付加される。このトルク付加は駆動軸112に要求トルクが输出されるように行われる。こうしてモータMG1およびMG2を介して電力の形でやりとりされる動力を調整することによりエンジン150から出力された動力を所望の回転数およびトルクとして駆動軸112から出力することができる。

【0034】逆に、駆動軸112から出力すべき要求回転数および要求トルクに対し、エンジン150のクランクシャフト156が低回転数かつ高トルクで回転している場合には、エンジン150の出力している動力の一部をモータMG2により電力を回収し、その電力によりモータMG1を駆動する。

【0035】かかる動作原理に基づき、ハイブリッド車両はモータMG2のみを駆動源として走行することもできるし、エンジン150とモータMG2の双方を駆動源として走行することもできる。具体的には、ハイブリッド車両は減速時または降坂時等のエンジン動力を必要と

しないとき、および初期加速時には、エンジン150の運転を停止し、モータMG2のみで走行する。通常走行時には、エンジン150を主駆動源としつつ、モータMG2の動力も用いて走行する。エンジン150とモータMG2の双方を駆動源として走行する場合には、必要なトルクおよびモータMG2で発生し得るトルクに応じて、エンジン150を効率のよい運転ポイントで運転できるため、エンジン150のみを駆動源とする車両に比べて省資源性および排気浄化性に優れている。一方、クランクシャフト156の回転を、プラネタリキャリア軸127およびサンギヤ軸125を介してモータMG1に伝達することができるため、エンジン150の運転によりモータMG1で発電しつつ走行することも可能である。

【0036】なお、本実施例のハイブリッド車両では、上記トルク変換において用いられるプラネタリギヤ120の回転数についての機械的な制限により、図2に示す通り、エンジン150の運転可能な回転数が車速に応じて制限されている。かかる制限が存在する理由は次の通りである。プラネタリギヤ120について、サンギヤ121とリングギヤ122のギヤ比(サンギヤの歯数/リングギヤの歯数)を ρ とすれば、サンギヤ軸125の回転数 N_s 、プラネタリキャリア軸127の回転数 N_c 、リングギヤ軸126の回転数 N_r の間には、一般に次式(1)の関係が成立することが知られている。本実施例の場合、リングギヤ軸126の回転数 N_r は車速と等価なパラメータであり、プラネタリキャリア軸127の回転数 N_c はエンジン150の回転数と等価なパラメータである。

$$N_s = N_c + (N_c - N_r) / \rho$$

... (1)

【0037】サンギヤ軸125の回転数には機械的な制限値が存在するから、プラネタリキャリア軸127の最大回転数 N_c は、この制限値の下でリングギヤ軸126の回転数 N_r に応じて変化し、回転数 N_r が値0のとき最も小さく、回転数 N_r が大きくなるにつれて大きくなる。かかる理由により、車速に応じてエンジン150の回転数制限値が変化するのである。図2に示す通り、車速に応じてエンジン回転数の使用可能領域の上限値は徐々に増加する。一方、ある車速以上では、上記と同様の理由によりエンジン回転数の下限値が現れる。

【0038】(3)トルク制御処理

次に、本実施例におけるトルク制御処理について説明する。トルク制御処理とは、要求されたトルクおよび回転数からなる動力が駆動軸112から出力されるように、エンジン150およびモータMG1、MG2を制御する処理のことをいう。本実施例におけるトルク制御処理のフローチャートを図3に示す。このルーチンは制御ユニット190内のCPU(以下、単にCPUという)により、タイマ割り込みにより所定時間毎に繰り返し実行さ

れる。

【0039】トルク制御処理ルーチンが開始されると、CPUはエンジン150の要求動力を設定する処理を実行する（ステップS100）。この処理について図4に示すフローチャートを用いて説明する。

【0040】エンジン要求動力設定処理ルーチンでは、CPUは走行に要求される動力spacc、充放電に要求される動力spchgおよび補機により要求される動力spacの和から、エンジン150の要求動力Peを算出する（ステップS105）。走行に要求される動力spaccは、車両の速度およびアクセルの踏み込み量によって決定される。充放電に要求される動力spchgはバッテリ194の残容量によって決定される。また、補機により要求される動力spacは、例えばエアコン等を使用するために要求される動力である。なお、フローチャートでは示していないが、これらの各動力を算出するために、CPUは車速やアクセルポジションAP等を図1に示した種々のセンサにより読み込んでいる。

【0041】こうしてエンジン150の要求動力が設定された後、CPUはエンジン150の起動要求があるか否かを判断する（ステップS110）。本実施例のハイブリッド車両は、先に説明した通り、エンジン150が停止したままでも走行することができる。起動要求とは、このようにエンジン150が停止した状態から運転状態、即ち噴射された燃料を燃焼して動力を出力する状態へ移行するための要求である。本実施例のハイブリッド車両は、走行を開始した当初、比較的低速で走行している場合にはエンジン150を停止して、モータMG2の出力トルクで走行しているため、エンジン150の起動要求は、例えば車速が上がりエンジン150の運転が必要となった場合に出される。なお、ここでいうエンジン起動要求がある場合には、停止状態にあるエンジン150を運転状態に移行するための要求がある場合、およびエンジン150を起動制御中である場合の双方が含まれる。

【0042】エンジン150の起動要求がない場合には、次に発電要求があるか否かを判定する（ステップS115）。発電要求はバッテリ194の残容量が低下した場合に、エンジン150の動力をを利用してモータMG1で発電し、バッテリ194を充電するために出される。なお、発電要求がある場合とは、バッテリ194の残容量低下に伴い発電を開始する必要がある場合、および既に開始している発電を継続して行う場合の双方が含まれる。

【0043】発電要求がない場合には、エンジン150は動力を出力する必要がないことを意味しているため、要求動力Peに値0を代入する。かかる場合には、例えば走行に要求される動力spaccはバッテリ194から電力の形で供給されることになる。

【0044】一方、エンジン150の起動要求（ステップS110）および発電要求（ステップS115）のいずれか一方がある場合には、先にステップS105で算出した要求動力Peの値がそのまま後の処理で使用される。但し、要求動力Peが値1以下となっている場合には値1を代入して、要求動力Peの最低値が1よりも大きくなるように修正する（ステップS125）。かかる下限値を設けたのは、本実施例のハイブリッド車両では、後述するエンジン制御処理（図3のステップS700）において、エンジン150の要求動力Peが値1以下である場合には、エンジン150の運転を継続する必要がないとしてエンジン150を停止する制御を行うように設定されており、これを回避する必要があるからに過ぎない。エンジン150の停止等が別の条件により判断されているような場合には、要求動力Peの下限値を設ける必要はない。

【0045】以上の処理により設定されたエンジン150の要求動力について、CPUは緩変化処理を実行する（ステップS130）。エンジン150を安定して運転するためには、その要求動力Peの変化は、E/FIECU170によるエンジン150の制御が追随できる範囲で変化させる必要があるからである。緩変化処理では、CPUは、前サイクルでこのルーチンを実行した際の要求動力値を制御ユニット190内のメモリから読み込み、現サイクルで設定された要求動力値Peとの差分が所定の範囲内に収まるように、要求動力値Peを修正する処理を実行する。

【0046】こうしてエンジン150の要求動力を設定した後、CPUはエンジン150の目標回転数netagを設定する（図3のステップS200）。この処理について図5に示すフローチャートを用いて説明する。

【0047】エンジン150の目標回転数設定処理ルーチンでは、CPUは、まずエンジン150の要求動力Peを読み込む（ステップS205）。この値は、先に説明したエンジン要求動力設定処理ルーチン（図4）により設定された値である。

【0048】次に、エンジン150がアイドリング運転状態にあるか否かを判定する（ステップS210）。ここでアイドリング運転状態とは、エンジン150が有意の動力を出力することなく、またモータMG1等の動力によりモータリングさせられることなく回転している状態をいう。かかる運転状態は、例えばエンジン150の暖機が必要な場合等に生じる。なお、ステップS210では、エンジン150をアイドリング状態で運転する条件が成立しているか否かを判断するものであり、この条件が成立する場合とは、既にアイドリングで運転している場合の他、以後アイドリング状態に移行すべき場合を含んでいる。

【0049】エンジン150がアイドリング運転状態にない場合には、CPUはエンジン150がモータリング

状態にあるか否かを判定する（ステップS215）。モータリング状態とは、エンジン150のクランクシャフト156がモータMG1またはモータMG2のトルクにより強制的に回転させられている場合をいう。かかる運転状態は、例えばバッテリ194に過充電状態のおそれがありエンジン150をモータリングすることにより電力を消費する場合や、エンジン150の起動前に予めモータリングすることによりエンジン150を暖機する場合等に生じる。なお、アイドリング運転状態およびモータリング状態は、ともにエンジン150に何ら負荷がかかっていない運転状態に相当するため、以下、両者を併せて無負荷運転状態と呼ぶ。逆にその他の運転状態では、エンジン150には何らかの負荷がかかっているため、負荷運転状態と呼ぶ。

【0050】エンジンが無負荷運転状態、即ちアイドリング運転状態（ステップS210）またはモータリング状態（ステップS215）のいずれかの状態にあるときは、CPUはエンジン150の目標回転数netagを1000rpmとする（ステップS225）。目標回転数1000rpmはエンジン150が安定して運転することができる最低回転数に基づいて定められた値である。

【0051】一方、上記運転状態のいずれにも該当しない場合、即ち負荷運転状態にある場合は、CPUは要求動力Peに基づいて目標回転数設定テーブルを参照することにより、エンジン150の目標回転数netagを設定する（ステップS220）。図6は、エンジン150の要求動力Pe（kW）と目標回転数（rpm）との関係の一例を表すグラフである。実際には、このグラフがテーブル化され、制御ユニット190内のROMに記憶されているため、ステップS220では、要求動力Peに基づいて該テーブルを読み出し、必要に応じて補間演算することにより、エンジン150の目標回転数netagを設定するのである。

【0052】ここで図6のグラフについて説明する。図6から明らかな通り、本実施例では要求動力が値1～9までの間では、目標回転数は1200rpmで一定値と設定されている。この値は、アイドリング運転状態やモータリング運転状態における目標回転数である1000rpmよりも大きい。要求動力が値9以上の領域においては、要求動力に応じて目標回転数が上昇するように設定されている。この部分では、以下に説明する通り、エンジン150の運転効率が最もよくなる運転ポイントを選択することにより設定されている。

【0053】図7にエンジン150の運転ポイントと運転効率の関係を示す。図中の曲線Bは、エンジン150が運転可能な回転数およびトルクの限界値を示している。図7において α 1%、 α 2%等で示される曲線は、それぞれエンジン150の効率が一定となる等効率線であり、 α 1%、 α 2%の順に効率が低くなっていくこと

を示している。図7に示す通り、エンジン150は比較的限定された運転ポイントで効率が高く、その周囲の運転ポイントでは徐々に効率が低下していく。

【0054】図7中、C1-C1、C2-C2、およびC3-C3で示されている曲線は、エンジン150から出力される動力が一定の曲線であり、エンジン150の運転ポイントは要求動力に応じてこれらの曲線上で選択することになる。C1-C1、C2-C2、C3-C3の順に要求動力が低い状態を示している。例えば、要求回転数Nrおよび要求トルクTrが曲線C1-C1上にプロットされる場合には、エンジン150の運転ポイントは、曲線C1-C1上で最も運転効率が高くなるA1点に選択することになる。同様にC2-C2曲線上ではA2点に、C3-C3曲線上ではA3点で運転ポイントを選択する。各曲線上における、エンジン150の回転数と運転効率の関係を図8に示す。なお、C1-C1等の曲線は、説明の便宜上、図7中の3本を例示しているが、要求出力に応じて無数に引くことができる曲線であり、エンジン150の運転ポイントA1点等も無数に選択することができるものである。このようにエンジン150の運転効率の高い点をつなぐことにより描いた曲線が図7中の曲線Aであり、これを動作曲線と呼ぶ。図6のグラフは、この動作曲線の一部を要求動力を横軸にとり、目標回転数を縦軸にとって示したものである。

【0055】図7より明らかな通り、エンジン150を運転効率のよい運転ポイントで運転する場合、要求動力が低くなれば目標回転数もそれに応じて低くなる。本実施例のエンジン150の場合、安定して運転できる最低回転数は、先に述べた通り1000rpmであるから、エンジン150の運転効率を優先すれば、要求動力Peと目標回転数netagの関係も1000rpmを含めて設定することができ、図6中に破線で示したL1のようになる。これに対し、本実施例では図6中のL2のように、敢えて回転数1200rpmを下限として設定している。

【0056】図7において、Ne3=1000rpm、Ne2=1200rpmとする。曲線C3-C3に相当する動力が要求された場合、エンジン150の目標回転数を1000rpmとすれば図7中のポイントA3で運転することになり、目標回転数を1200rpmとすれば図7中のポイントA4で運転することになるから、図6のようにエンジン150の目標回転数の下限値を1200rpmとすることは、エンジン150の運転効率の面からは不利であることが分かる。本実施例で敢えてかかる設定をした意義については、後で本実施例の効果と共に説明する。

【0057】以上の処理により、エンジン150の運転状態に応じて、目標回転数netagが設定された。次に、CPUは目標回転数netagに対し、回転数の制限処理を実行する（ステップS230）。回転数の制限

処理には2種類ある。

【0058】第1の制限は、図2に示したエンジン150の回転数制限である。つまり、先に説明した通り、プラネタリギヤ120にエンジン150のクランクシャフト156が連結されていることに基づき、リングギヤ軸126の回転数に応じて生じる制限である。CPUは設定された目標回転数netagが図2の制限値を超えている場合には、制限に入るよう目標回転数netagの値を修正する。

【0059】第2の制限は、目標回転数netagの変化率による制限である。かかる制限が設けられているのは、エンジン150を安定して運転するためには、その目標回転数の変化は、EFI ECU170によるエンジン150の制御が追随できる範囲で変化させる必要があるからである。緩変化処理では、CPUは、前サイクルでこのルーチンを実行した際の目標回転数を制御ユニット190内のメモリから読み込み、現サイクルで設定された目標回転数netagとの差分が所定の範囲内に収まるように、目標回転数netagを修正する処理を実

$$Ns = netag + (netag - Nr) / \rho \quad \dots (2)$$

【0062】こうして求められたサンギヤ軸の目標回転数Nsに基づいてモータMG1の制御処理を行う（ステップS500）。モータMG1の制御はいわゆるPI制御で行われ、設定された目標回転数Nsと実際のサンギヤ軸の回転数との偏差に応じてモータMG1の目標トルクが設定される。目標回転数Nsが実際のサンギヤ軸の回転数よりも高い場合には、モータMG1の目標トルクは正の値をとり、低い場合には負の値をとることになる。設定された目標トルクおよび回転数に応じて同期モータを制御する方法については、周知であるため、ここでは説明を省略する。

【0063】同様に、モータMG2もPI制御により制御する（ステップS600）。モータMG2の回転数は駆動軸112の要求回転数から決まっている。モータMG1の場合と同様、かかる目標回転数と実際の回転数とのに基づいて目標トルクを設定するのである。

【0064】次に、エンジン150の制御処理を実行する（ステップS700）。エンジン150を設定された運転ポイントで運転するための制御処理は周知であるため、ここでは説明を省略する。但し、実際にエンジン150の制御を行うのはEFI ECU170である。従って、トルク制御ルーチンでのステップS700における処理では、制御ユニット190からEFI ECU170にエンジン150の運転ポイント等の必要な情報を送信する処理が行われる。

【0065】以上で説明した動力出力装置によれば、エンジン150が負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する際の過渡期においてモータMG1の出力トルクの急変を抑え、過渡期におけるショックを低減することができる。しかも、このために、エンジン150の運転状態

行する。

【0060】こうして、目標回転数netagが設定された後、CPUはエンジン150の目標トルクを算出する（図3のステップS300）。目標トルクTeは先に設定された要求動力Peおよび目標回転数netagを用いて、 $Te = Pe / netag$ により求められる。この処理によりエンジン150の運転ポイント、つまり目標回転数netagおよび目標トルクTeが設定される。

【0061】次に、エンジン150の目標回転数netagに基づいて、サンギヤ軸125の目標回転数Nsの算出を行う（ステップS400）。プラネタリギヤ120について、リングギヤ軸126の回転数Nrは駆動軸112の要求回転数から求まっており、プラネタリギヤアーム127の回転数Ncはエンジン150の目標回転数netagとなるから、先に示した式（1）にこれらの諸量を代入することにより、サンギヤ軸の回転数Nsは、次式（2）により算出される。

$$Ns = netag + (netag - Nr) / \rho \quad \dots (2)$$

が過渡期にあるか否かによってトルク制御処理の内容を変化させる必要がない。この様子を図9に示す。

【0066】図9は、エンジン150が負荷運転状態（図9中の区間D1）から過渡期（区間D2）を経て、無負荷運転状態（区間D3）に移行する際のモータMG1のトルク指令値、エンジン回転数、およびエンジン要求動力の変化の様子を示した説明図である。図6に示した通り要求動力Peに応じてエンジン回転数は種々の値を探り得るが、図9ではモータMG1のトルク変動に伴うショックの影響が大きく現れる場合として、エンジン150が負荷運転状態において最低回転数で運転している場合を示した。トルク指令値およびエンジン回転数の変化を実線で示したもの（L3, L5）が本実施例による結果であり、破線（L4, L6）が仮に負荷運転状態でのエンジン150の最低回転数を1000 rpmとした場合（図6中のL1）における変化の様子を示したものである。

【0067】図9に示す通り、エンジン150が負荷運転状態（区間D1）にあるときは、モータMG1は発電状態にあり、その出力トルクは負の値をとっている。エンジン150の最低回転数が1000 rpmである場合（図9のL4）は、最低回転数が1200 rpmである場合に比べて、エンジン150の回転数を抑制する必要があるため、モータMG1の出力トルクは小さくなる（絶対値としては大きくなる）。

【0068】かかる負荷運転状態から無負荷運転状態に移行すると（区間D3）、モータMG1の出力トルクは正の値となるが、過渡期（区間D2）において、本実施例におけるトルク指令値は滑らかに変化するのに対し、最低回転数が1000 rpmの場合は非常に急激に変化

し、またオーバーシュートを生じることになる（図9のOS部分）。

【0069】かかる現象が生じる原因についてエンジン回転数の変化およびエンジン要求動力の変化に基づいて説明する。モータMG1の制御は先に説明した通りPI制御により行われているため、最低回転数が1000 rpmである場合には無負荷運転時（区間D3）の目標回転数と一致していることになりモータMG1はその時点でのトルクを維持しようとする。従って、エンジン要求動力が減少すると（区間D2）、モータMG1の負のトルクによりエンジン150の回転数が低減する。エンジン150の回転数が低下すると、モータMG1は目標回転数に上昇させるため正のトルクを出力するようになるため、トルクが急激に立ち上がることになる。

【0070】一方、本実施例では、負荷運転状態におけるエンジン150の回転数が無負荷運転状態における目標回転数よりも高い。従って、過渡期においてモータMG1の負のトルクによりエンジン150の回転数が低下しても目標回転数を下回ることがないため、モータMG1のトルクの急変も生じない。

【0071】このように本実施例の動力出力装置によれば、過渡期においてモータMG1のトルクの急変が生じないため、かかるトルク変動が駆動軸に伝達されることなく、該ハイブリッド車両の乗り心地を向上させることができる。特に、エンジン150が負荷運転状態にあるときの回転数が図9に示したような低い回転数にある場合は、ハイブリッド車両が停止または低速走行中であり、乗員はわずかのショックでも体感しやすい状態にあるため、かかるショックが低減されることによる乗り心地の改善効果は大きい。

【0072】また、本実施例ではプラネタリギヤ120で生じるギヤ同士の歯打ち音、つまりガラ音が低減できる効果もある。ガラ音自体の原因が完全に解明されていないため、かかる効果を生じる理由については完全に明らかではないが、概ね次の理由によるものと推測される。

【0073】本実施例で用いているプラネタリギヤ120は当然、各ギヤ間に「あそび」とよばれるガタがあり、ある程度定常に回転している場合には、組み合わせられている各ギヤの歯面に他方のギヤの歯面がおしつけられた状態で回転している。かかる状態から、例えばモータMG1にトルク変動が生じるとギヤのかみ合わせ状態が変化し、ギヤの歯面同士が衝突する。図9のL4に示すようにモータMG1のトルク変動が大きく、また図9のOSのようにオーバーシュートする場合には、ギヤ同士の衝突が激しく何度も起こるため、これが原因となりガラ音が発生すると考えられる。これに対し、本実施例ではモータMG1のトルク変動が緩やかであり、組み合わせられている各ギヤの歯面に他方のギヤの歯面がおしつけられた状態を維持したまま回転することができ

るため、ギヤ同士の衝突が生じないか、または生じたとしても緩やかとなるためガラ音が生じない。

【0074】以上で説明した通り、本実施例の動力出力装置では、エンジン150が負荷運転状態にある場合の最低回転数を無負荷運転状態における目標回転数よりも所定量高く設定することにより、モータMG1のトルク変動を緩やかにしている。この所定量は本実施例では200 rpmに設定されているが、モータMG1のPI制御の応答性や負荷運転状態でモータMG1が出力している負のトルク値と密接に関連する値であるため、実験的に設定する必要がある。過渡期におけるモータMG1のトルク変動を小さくするという観点からは、負荷運転状態での最低回転数を高く設定することが望ましいが、最低回転数を高くした場合には先に説明した通りエンジン150の運転効率の面で不利になるため、モータMG1のトルク変動を緩やかにできる範囲で可能な限り低い回転数に設定することが望ましい。

【0075】なお、上述の実施例では、エンジン150が過渡期にあるか否かによってトルク制御ルーチンを使い分ける必要がない点で、モータMG1のトルク変動を抑えるための最も容易な方法として、負荷運転状態におけるエンジン150の最低回転数を制限する方法を採用しているが、その他の手段によりモータMG1のトルク変動を抑えるものとしてもよい。以下に種々の態様を示す。

【0076】まず、第1の態様としては、過渡期におけるモータMG1の制御をPI制御から外す方法が挙げられる。図9より過渡期においてモータMG1の出力トルクが負の値から正の値に移行することは明らかであるから、過渡期においては、エンジン150の回転数に関係なく、トルク変動によるショックが生じない範囲でモータMG1の出力トルクを予め定めた割合で徐々に増加する制御にするのである。過渡期において上述の制御によりモータMG1のトルクを徐々に増加させ、エンジン150の回転数が目標回転数に対し所定の範囲内に近づいた時点で、モータMG1の制御を再度PI制御に戻すものとすればよい。

【0077】第2の態様としては、過渡期におけるモータMG1のトルク指令値になまし処理をかける方法が挙げられる。なまし処理とは、PI制御により設定されるモータMG1のトルク指令値について、時間的な変化量がある所定値以下に入るように修正する処理のことをいう。具体的には、前のサイクルにおけるトルク指令値と現サイクルにおけるトルク指令値とにそれぞれ重み係数をかけて平均をとる方法等がある。かかる処理によりモータMG1のトルク変動をある所定の変化率の範囲内に抑えれば、ショックを低減することができる。

【0078】第3の態様としては、モータMG2のPI制御の応答性をモータMG2のPI制御の応答性よりも遅くする方法が考えられる。先に示した通り、上記実施

例のようにモータ MG 1、MG 2 を備えるハイブリッド車両においては、駆動軸 112 から出力されるトルクが要求トルクに一致するように、モータ MG 2 のトルク指令値が設定される。従って、モータ MG 2 の制御がモータ MG 1 のトルク変動に十分追隨できていれば、本来トルク変動に伴うショックは生じないはずである。しかし、現実には両者の制御における応答性は同程度であり、モータ MG 2 はモータ MG 1 のトルク変動に対し、所定時間遅れて追隨することになるため、トルク変動によるショックが生じるのである。上記態様によれば、モータ MG 1 の制御の応答性をモータ MG 2 の応答性よりも遅くしているため、モータ MG 2 がモータ MG 1 のトルク変動に十分追隨できるようになり、ショックが解消する。このようにモータ MG 1 の制御の応答性をモータ MG 2 の応答性よりも遅くする方法としては種々の方法が考えられ、モータ MG 1 のトルク指令値を算出するためのゲインを変更したり、トルク指令値になまし処理をかけたりしてもよいし、モータ MG 1 の制御を行うサイクルをモータ MG 2 の制御を行うサイクルよりも遅くしてもよい。

【0079】以上の各態様を用いた場合には、負荷運転状態においてエンジン 150 は効率のよい運転状態で運転することができる利点がある。上記各態様では、先に説明した実施例に比べて、エンジン 150 の回転数が目標回転数に移行するのが遅れるが、無負荷運転状態におけるエンジン 150 の回転数はさほど厳密に制御する必要がないため、あまり問題とはならないと考えられる。

【0080】なお、以上で説明した動力出力装置では、エンジン 150 が負荷運転状態から無負荷運転状態に移行する過渡期におけるモータ MG 1 のトルクの急変を抑えるためのトルク制御処理ルーチンについて説明したが、逆にエンジン 150 が無負荷運転状態から負荷運転状態に移行する過渡期に適用することもできる。つまり、図 6 と同様、負荷運転状態の最低回転数を無負荷運転状態の回転数よりも大きく設定しておけば、無負荷運転状態から負荷運転状態に移行する過渡期におけるモータ MG 1 のトルクの急変を抑制することができ、ショックを回避することができる。

【0081】かかる効果が期待されるのは、図 9 を区間 D3、D2、D1 の順に見れば明らかである。エンジン 150 が無負荷運転状態（区間 D3）から負荷運転状態（区間 D1）に移行する際には、エンジン 150 の要求動力は図 9 に示す通り増大する。一方、無負荷運転状態において、モータ MG 1 は所定の正のトルクを出力しているため、エンジン 150 の回転数を上昇させる方向に働く。従って、負荷運転状態の目標回転数が無負荷運転状態の回転数よりも高い場合には、図 9 に示す通り滑らかに変化し、モータ MG 1 のトルクの急変は生じない。

【0082】以上、本発明の実施例について詳しく説明したが、この本実施例の始動装置を構成する各部は、本

実施例以外の様々な構成が可能である。例えば、本実施例では、モータ MG 1 およびモータ MG 2 に PM 形（永久磁石形；Permanent Magnetttype）同期電動機を用いたが、回生動作および力行動作の双方が可能なものであれば、その他にも、VR 形（可変リラクタンス形；Variable Reluctance type）同期電動機や、バーニアモータや、直流電動機や、誘導電動機や、超電導モータや、ステップモータなどを用いることもできる。

【0083】以上の実施例を適用するハイブリッド車両も種々の構成が可能である。図 1 ではエンジン 150 およびモータ MG 2 の駆動力をプラネタリギヤ 120 を介して駆動輪 116、118 に伝達するハイブリッド車両の構成を示したが、エンジン 150、モータ MG 1、MG 2 についてプラネタリギヤ 120 を介した接続は図 10 および図 11 に示す種々の形態としてもよい。例えば、図 1 に示した構成では、リングギヤ軸 126 に取出された動力をリングギヤ 122 に結合された動力取出ギヤ 128 を介してモータ MG 1 とモータ MG 2 との間から取り出しが、図 10 に変形例として示した構成のように、リングギヤ軸 126 A を延出して動力を取り出すものとしてもよい。また、図 11 に変形例として示した構成のように、エンジン 150 側からプラネタリギヤ 120 B、モータ MG 2、モータ MG 1 の順になるよう配置してもよい。この場合、サンギヤ軸 125 B は中空でなくともよく、リングギヤ軸 126 B は中空軸とする必要がある。この構成では、リングギヤ軸 126 B に取出された動力をエンジン 150 とモータ MG 2 との間から取り出すことができる。さらに、図示しないが、図 10 においてモータ MG 2 とモータ MG 1 を入れ替えた構成としても可能である。

【0084】このような種々の構成において、エンジン 150 が負荷運転状態にあるときに、モータ MG 2 により負荷を与える構成となる場合には、モータ MG 1 に代えてモータ MG 2 のトルクの急変を抑えるようなトルク制御を行うことにより、上述の発明を適用することができる。

【0085】以上は、プラネタリギヤ 120 を用いた変形例であるが、図 12 に示すように、プラネタリギヤ 120 を用いない構成をとってもよい。図 12 に示す構成では、図 1 におけるモータ MG 1 およびプラネタリギヤ 120 に代えて、ロータ（インナロータ）234 およびステータ（アウタロータ）232 の双方が同じ軸中心に相対的に回転可能であり電磁巻きとして作用し得るクラッチモータ MG 3 を用いている。クラッチモータ MG 3 のアウタロータ 232 はエンジン 150 のクラランクシャフト 156 に機械的に結合され、クラッチモータ MG 3 のインナロータ 234 およびモータ MG 2 のロータ 142 は駆動軸 112 A に結合されている。モータ MG 2 のステータ 143 はケース 119 に固定されている。

【0086】かかる構成からなるハイブリッド車両にお

いては、モータMG3によりエンジン150に負荷が与えられることになるため、該モータMG3のトルクの急変を抑えるようなトルク制御をすることにより、本発明を適用することができる。

【0087】その他、エンジン150のみを動力源とする通常の車両においても、大型の発電用のダイナモを備えるような場合には、本発明を適用することができる。以上、本発明の実施の形態について説明したが、本発明はこうした実施の形態に何等限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、種々なる形態で実施し得ることは勿論である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例としてのエンジン始動装置を搭載した車両の概略構成を示す構成図である。

【図2】エンジン150の回転数制限を示す説明図である。

【図3】本実施例におけるトルク制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】エンジン要求動力設定処理ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】エンジン目標回転数設定処理ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】エンジン要求動力と目標回転数との関係を示すグラフである。

【図7】エンジンの運転ポイントと運転効率との関係を示す説明図である。

【図8】要求動力一定の場合の、エンジン回転数と運転効率の関係を示すグラフである。

【図9】エンジン負荷運転時から無負荷運転時へ移行する過渡期の各種パラメータの様子を示すグラフである。

【図10】機械分配式ハイブリッド車両の第1の変形構成例を示す説明図である。

【図11】機械分配式ハイブリッド車両の第2の変形構成例を示す説明図である。

【図12】電気分配式ハイブリッド車両の構成例を示す説明図である。

【符号の説明】

111…動力伝達ギヤ

112, 112A…駆動軸

114…ディファレンシャルギヤ

116, 118…駆動輪

119…ケース

120, 120A, 120B…プラネタリギヤ

121…サンギヤ

122…リングギヤ

123…プラネタリピニオンギヤ

124…プラネタリキャリア

125, 125A, 125B…サンギヤ軸

126, 126A, 126B…リングギヤ軸

127, 127A, 127B…プラネタリキャリア軸

128…動力取出ギヤ

129…チェーンベルト

130…ダンパー

132…ロータ

133…ステータ

142…ロータ

143…ステータ

150, 150a…エンジン

151…燃料噴射弁

152…燃焼室

154…ピストン

156…クランクシャフト

158…イグナイタ

160…ディストリビュータ

162…点火プラグ

164…アクセルペダル

164a…アクセルペダルポジションセンサ

165…ブレーキペダル

165a…ブレーキペダルポジションセンサ

170…E F I E C U

174…水温センサ

176…回転数センサ

178…回転角度センサ

179…スタートスイッチ

182…シフトレバー

184…シフトポジションセンサ

190, 190A, 190B…制御ユニット

191…第1の駆動回路

192…第2の駆動回路

194…バッテリ

199…残容量検出器

200…吸気口

202…排気口

232…アウターロータ

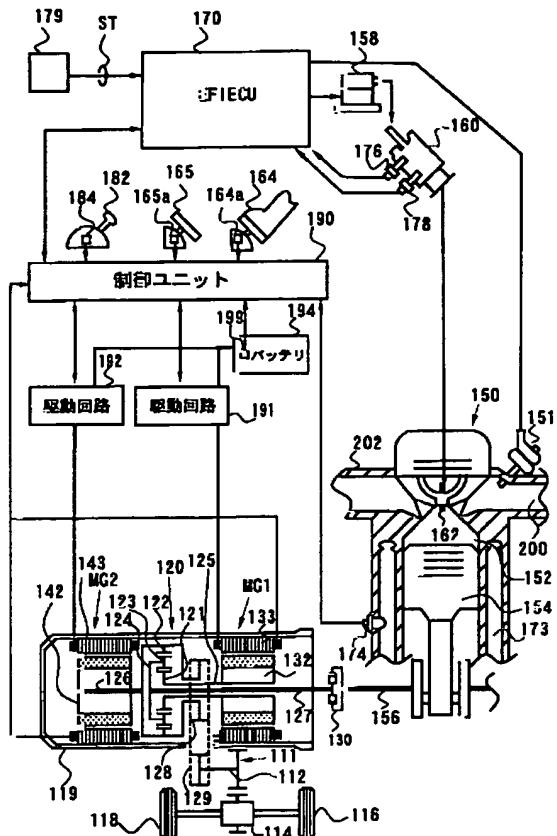
234…インナーロータ

238…回転トランス

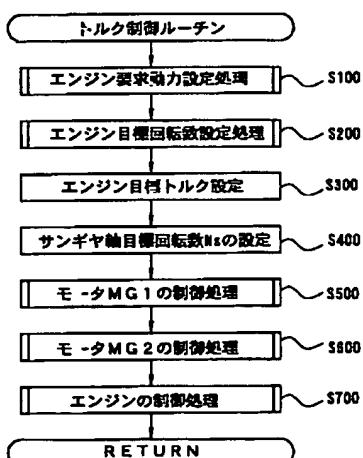
MG1, MG2, MG3, MG4…モータ

G…発電機

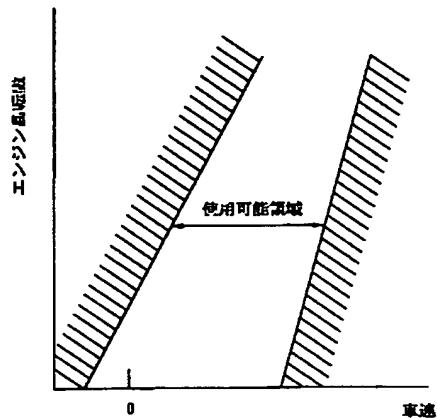
【図1】



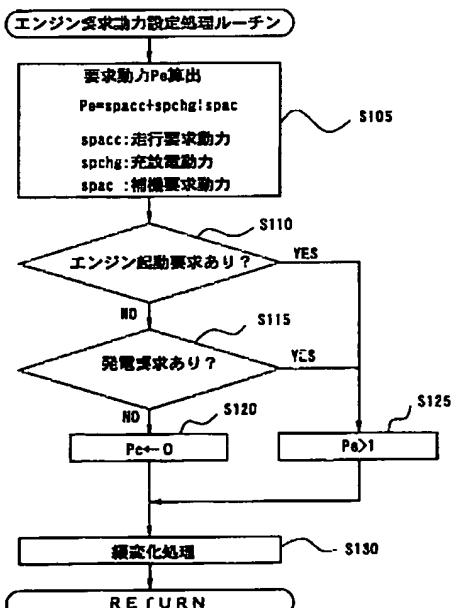
【図3】



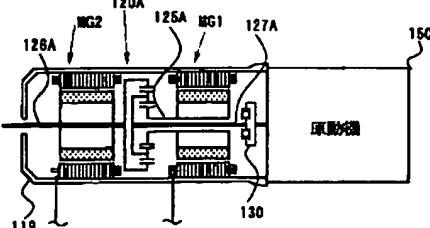
【図2】



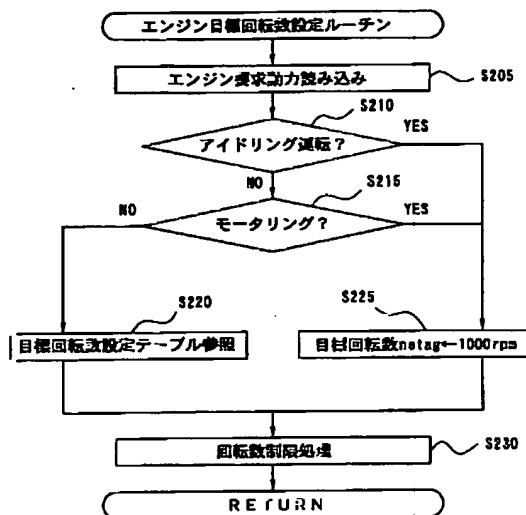
【図4】



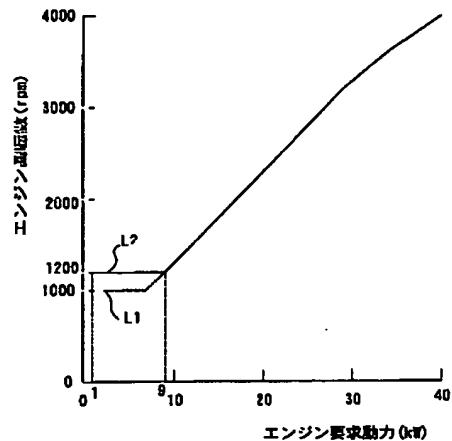
【図10】



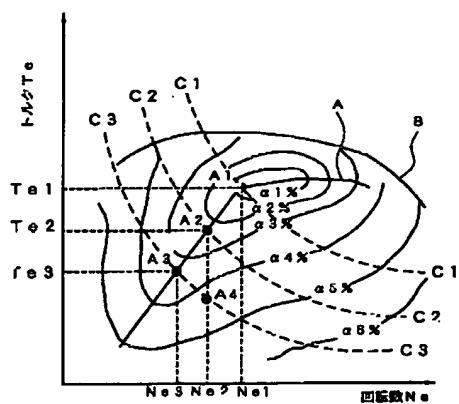
【図5】



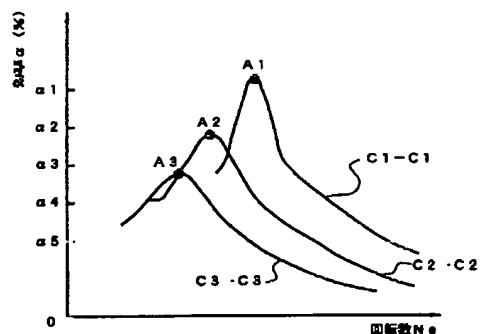
【図6】



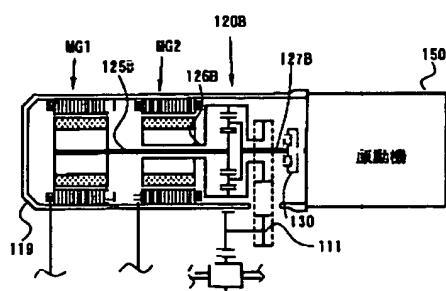
【図7】



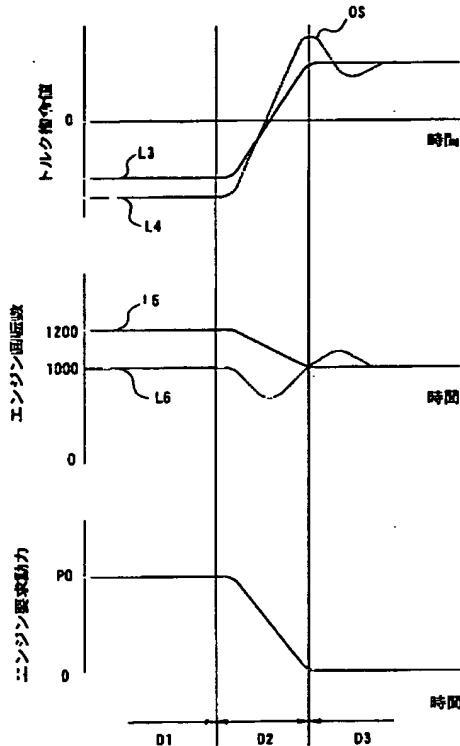
【図8】



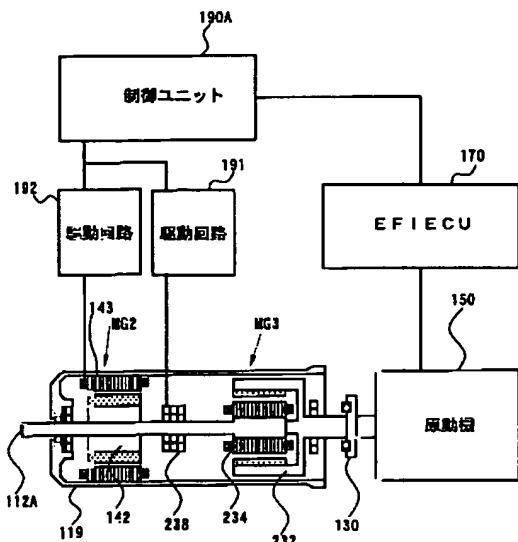
【図11】



【図9】



【図12】



フロントページの続き

(72)発明者 柴田 康行
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
 車株式会社内

F ターム(参考) 3D039 AA07 AA25 AA31 AB27 AC39
 AC74 AD03 AD53
 3G093 AA07 AA16 BA02 CA04 CB04
 DA01 DA05 DA06 DB00 DB11
 DB15 DB20 EB08 EC02 FA04
 FB05
 5H115 PA01 PA05 PC06 PG04 PI16
 PI24 PI29 PO01 PO06 PO09
 PO17 PU10 PU24 PU25 PV09
 PV23 QA01 QN03 QN04 RB21
 RE02 RE03 RE04 RE05 SE04
 SE06 SJ11 TE02 TE03 TI02
 TI03 TI04 TI06